

PROCÉDÉ DE DÉTERMINATION D'UN EFFORT TRANSMIS ENTRE UNE ROUE DE VÉHICULE ET UN SUPPORT DE ROUE

La présente invention se rapporte au domaine de la conception et de l'évaluation des systèmes de liaison au sol pour véhicule automobile. En particulier, l'invention concerne un procédé de
5 détermination d'un effort transmis entre une roue de véhicule et un support de roue, une utilisation de ce procédé pour déterminer une fonction de transfert d'un véhicule et une utilisation de ce procédé pour prédire la performance confort d'un véhicule.

10 Dans WO-A-014589, on a décrit une méthode de prévision de la performance confort (niveau de bruit et de vibration) dans l'habitacle d'un véhicule automobile dont les roues sont équipées de pneumatiques. Dans cette méthode, on obtient une fonction de transfert globale permettant de restituer les niveaux de vibration ou de bruit à
15 l'intérieur de l'habitacle du véhicule à partir des efforts mesurés au centre des roues. Cette méthode présente l'avantage général de permettre d'évaluer les performances d'un ensemble roue-pneumatique prototype sur un véhicule donné sans disposer du véhicule, dès lors que la fonction de transfert globale du véhicule a été établie avec un ensemble roue-
20 pneumatique de référence sur un moyen de roulage et que ce même moyen de roulage est employé pour la mesure des efforts au centre roue de l'ensemble roue-pneumatique prototype. Pour cette mesure, il a été proposé de placer la roue de montage sur un moyeu dynamométrique à axe fixe permettant d'enregistrer les efforts au centre de la roue selon
25 trois directions perpendiculaires. Ensuite, les efforts mesurés au centre de roue sont multipliés par la fonction de transfert globale pour obtenir les niveaux de vibration et de bruit à l'intérieur de l'habitacle et ainsi prédire la performance confort du véhicule équipé de l'ensemble roue-
pneumatique prototype.

30 L'invention a pour premier but d'améliorer la précision prédictive d'une telle méthode. L'invention a aussi pour but de déterminer une fonction de transfert rendant plus précisément compte de la réponse du véhicule. L'invention a aussi pour but de fournir une mesure de l'effort transmis entre une roue de véhicule et un support de
35 roue qui puisse être utilisée avec une fonction de transfert du véhicule pour obtenir des prédictions plus précises de sa performance confort.

L'invention est fondée sur le constat que la mesure des efforts au centre de la roue sur un moyeu dynamométrique à axe fixe ne tient pas compte de l'effet de la suspension du véhicule sur les efforts transmis par l'ensemble roue-pneumatique sur le support de roue. Partant de ce constat, l'invention propose un procédé permettant de transformer une mesure des efforts transmis entre la roue et un support fixe en une mesure des efforts transmis entre la roue et un support suspendu tel qu'il se présente sur un véhicule automobile.

Pour cela, l'invention fournit un procédé de détermination d'un effort transmis entre une roue de véhicule et un support de roue, ledit procédé comportant les étapes consistant à :

monter ladite roue à pivotement sur un support de roue, ladite roue étant munie d'un pneumatique,

appuyer ledit pneumatique contre un moyen d'excitation, par exemple un volant de roulage,

mesurer un effort à support fixe qui est transmis entre ladite roue et ledit support de roue lorsqu'on excite ledit pneumatique avec ledit moyen d'excitation, ledit support de roue étant fixé dans au moins une direction par rapport audit moyen d'excitation,

caractérisé par l'étape consistant à calculer, en fonction dudit effort à support fixe, un effort à support suspendu qui serait transmis entre ladite roue et un support de roue présentant un degré de liberté de suspension dans au moins une dite direction par rapport audit moyen d'excitation.

Ce procédé permet de bénéficier de la simplicité d'une mesure d'effort sur un moyeu dynamométrique à axe fixe tout en modélisant de manière réaliste les efforts qui sont effectivement susceptibles d'être transmis entre la roue et son support lorsque celui-ci présente un ou plusieurs degrés de liberté de suspension, comme c'est le cas dans un système de liaison au sol de véhicule. Le moyen d'excitation peut être tout dispositif permettant de solliciter la bande de roulement pour simuler l'interaction du pneumatique avec un sol irrégulier.

De préférence, ledit effort à support suspendu est calculé en fonction de la masse non suspendue d'un système de liaison au sol incluant l'ensemble roue-pneumatique et un support de roue lié à un dispositif de suspension. La masse non suspendue a un effet global

d'inertie qui amortit les hautes fréquences. Cette masse peut dépendre de la direction du degré de liberté de suspension.

Selon un mode de réalisation particulier de l'invention, ledit effort à support suspendu est calculé en fonction d'une fréquence de résonance et/ou d'un coefficient d'amortissement caractéristiques d'un mode propre dudit système de liaison au sol. Cette fréquence de résonance et/ou ce coefficient d'amortissement peuvent dépendre de la direction du degré de liberté de suspension.

De préférence, ledit effort à support suspendu est calculé en fonction d'une raideur et/ou d'un amortissement dudit dispositif de suspension. Cette raideur et/ou cet amortissement peuvent dépendre de la direction du degré de liberté de suspension.

Avantageusement, ledit effort à support suspendu est calculé en fonction d'une raideur et/ou d'un amortissement dudit pneumatique. Cette raideur et/ou cet amortissement peuvent dépendre de la direction du degré de liberté de suspension.

Selon un autre mode de réalisation particulier de l'invention, ledit effort à support suspendu est calculé en fonction d'une fréquence de résonance et/ou d'un coefficient d'amortissement caractéristiques d'un mode propre dudit pneumatique. Cette fréquence de résonance et/ou ce coefficient d'amortissement peuvent dépendre de la direction du degré de liberté de suspension.

Avantageusement, ledit effort à support suspendu est calculé aussi en fonction d'un paramètre de couplage entre ledit mode propre du pneumatique et un déplacement du centre de roue. Ce paramètre de couplage peut dépendre de la direction du degré de liberté de suspension.

De préférence, ledit effort à support suspendu est calculé dans le domaine fréquentiel en multipliant ledit effort à support fixe par une matrice de passage.

Selon un mode de réalisation particulier de l'invention, ladite matrice de passage est diagonale lorsque lesdits efforts sont exprimés dans un repère correspondant aux directions principales du véhicule. Les directions principales du véhicule sont la direction horizontale de roulement, la direction horizontale latérale et la direction verticale.

La dimension de la matrice de passage dépend bien sûr du nombre de composantes d'effort que l'on souhaite calculer. Pour une seule composante d'effort, on peut utiliser un seul coefficient de la matrice, i.e. une fonction de passage scalaire.

5 Avantageusement, au moins un coefficient diagonal de ladite matrice de passage présente une évolution globalement décroissante au-dessus d'une certaine fréquence. Une telle évolution globalement décroissante traduit l'inertie de la masse non suspendue du système de liaison au sol.

10 De préférence, au moins un coefficient diagonal de ladite matrice de passage présente un pic au niveau d'une fréquence de résonance du système de liaison au sol.

 Avantageusement, au moins un coefficient diagonal de ladite matrice de passage présente, sur une portion du spectre, un
15 minimum et un maximum adjacents qui représentent un décalage fréquentiel d'un mode propre du pneumatique.

 L'invention fournit aussi une utilisation du procédé de détermination d'effort ci-dessus pour déterminer une fonction de transfert d'un véhicule équipé d'un système de liaison au sol incluant un
20 support de roue relié à une caisse par l'intermédiaire d'un dispositif de suspension et un ensemble roue-pneumatique de référence monté sur ledit support de roue, caractérisée par les étapes consistant à : mesurer un niveau de bruit et/ou de vibration à l'intérieur du véhicule lorsque le pneumatique dudit ensemble roue-pneumatique de référence
25 est excité dans des conditions de roulage déterminées, effectuer le procédé de détermination d'effort avec ledit ensemble roue-pneumatique de référence excité dans lesdites conditions de roulage déterminées pour calculer ledit effort à support suspendu en tant qu'effort transmis entre ledit ensemble roue-pneumatique de référence et
30 ledit support de roue du système de liaison au sol, déterminer ladite fonction de transfert dans le domaine fréquentiel entre ledit niveau de bruit et/ou de vibration mesuré et ledit effort calculé. Par conditions de roulage, on entend au moins un paramètre choisi dans le groupe constitué de la géométrie de la déformation excitatrice, son spectre, la charge supportée par l'ensemble roue-pneumatique, la vitesse
35

de rotation de l'ensemble roue-pneumatique et la pression de gonflage du pneumatique.

L'invention fournit également une utilisation du procédé de détermination d'effort ci-dessus pour prédire la performance confort d'un véhicule devant être équipé d'un système de liaison au sol incluant un support de roue relié à une caisse par l'intermédiaire d'un dispositif de suspension et un ensemble roue-pneumatique prototype monté sur ledit support de roue, caractérisée par les étapes consistant à :

5 effectuer le procédé de détermination d'effort avec ledit ensemble roue-pneumatique prototype pour calculer ledit effort à support suspendu en tant qu'effort transmis entre ledit ensemble roue-pneumatique prototype et ledit support de roue du système de liaison au sol,

10 multiplier ledit effort calculé par une fonction de transfert dudit véhicule dans le domaine fréquentiel pour obtenir un niveau de bruit et/ou de vibration prévu à l'intérieur du véhicule.

15

De préférence, ladite fonction de transfert est déterminée par utilisation du procédé de détermination d'effort ci-dessus.

L'invention fournit également un appareil de traitement de données, caractérisé par le fait qu'il comporte des moyens de calcul programmés pour mettre en œuvre un modèle fonctionnel de suspension apte à calculer, en fonction d'un signal d'effort à support fixe représentant un effort transmis entre un support de roue fixé dans au moins une direction par rapport à un moyen d'excitation et une roue de véhicule montée à pivotement sur ledit support de roue et munie d'un pneumatique appuyé contre ledit moyen d'excitation, un signal d'effort à support suspendu représentant un effort qui serait transmis entre ladite roue et un support de roue présentant un degré de liberté de suspension dans au moins une dite direction par rapport audit moyen d'excitation.

20

25

L'invention fournit également un programme d'ordinateur comportant des codes d'instructions propres à être lus ou stockés sur un support et aptes à être exécutés par un ordinateur pour mettre en œuvre un modèle fonctionnel de suspension apte à calculer, à partir d'un signal d'effort à support fixe représentant un effort transmis entre un support de roue fixé dans au moins une direction par rapport à un moyen d'excitation et une roue de véhicule montée à pivotement sur ledit support de roue et munie d'un pneumatique appuyé contre ledit moyen

30

35

d'excitation, un signal d'effort à support suspendu représentant un effort qui serait transmis entre ladite roue et un support de roue présentant un degré de liberté de suspension dans au moins une dite direction par rapport audit moyen d'excitation.

- 5 L'invention sera mieux comprise, et d'autres buts, détails, caractéristiques et avantages de celle-ci apparaîtront plus clairement au cours de la description suivante de plusieurs modes de réalisation particuliers de l'invention, donnés uniquement à titre illustratif et non limitatif, en référence aux dessins annexés. Sur ces dessins :
- 10 - la figure 1 est une représentation schématique d'un procédé de mesure de l'effort transmis entre une roue et son support selon l'art antérieur,
 - les figures 2 à 4 représentent un modèle fonctionnel d'une suspension interposée entre une
 - 15 roue et la caisse d'un véhicule,
 - la figure 5 représente un modèle fonctionnel simplifié d'un pneumatique,
 - les figures 6 à 8 représentent des modes propres vibratoires d'un pneumatique,
 - 20 - les figures 9 à 12 sont des graphes représentant des fonctions de passage obtenues par simulation numérique,
 - les figures 13 et 14 sont des graphes représentant l'amplitude et la phase d'un coefficient d'une
 - 25 matrice de passage obtenu par modélisation analytique d'une part et par mesure expérimentale d'autre part,
 - la figure 15 est un schéma-bloc représentant un
 - 30 procédé de prédiction de la performance confort d'un véhicule à l'aide d'une fonction de transfert globale.

Sur la figure 1, on a représenté un outil de mesure selon l'art antérieur pour mesurer des efforts transmis entre une roue 1 munie d'un pneumatique 2 et son support de roue. Le support de roue est un moyeu 3

35 qui présente un axe rotatif orienté selon une direction Y perpendiculaire au plan de la figure et qui est lié rigidement à un bâti fixe 4. Ainsi, le

seul degré de liberté de la roue 1 est la rotation autour de l'axe du moyeu 3. Le moyeu 3 est un moyeu dynamométrique permettant d'enregistrer les efforts au centre de la roue 1, c'est-à-dire les efforts transmis entre la roue 1 et le moyeu 3, dans les trois directions perpendiculaires X, Y et Z.

5 Le bâti 4 permet d'appliquer une charge donnée sur la roue 1 pour écraser le pneumatique 2 contre un volant 5 qui peut être entraîné en rotation autour de son axe parallèle à la direction Y. La surface périphérique 6 du volant 5 est pourvue d'un obstacle 7 pour engendrer des vibrations dans le pneumatique 2 en déformant son aire de contact 8
10 lorsque l'ensemble roue-pneumatique 9 constitué de la roue 1 et du pneumatique 2 est mis en rotation par le volant 5.

Les mesures enregistrées avec cet outil rendent imparfaitement compte des efforts qui sont engendrés au centre de roue dans un système de liaison au sol de véhicule automobile car, dans ce
15 cas, le support de roue n'est pas lié à un bâti fixe, il est lié à la caisse du véhicule par l'intermédiaire d'un dispositif de suspension qui présente des degrés de liberté. On connaît de nombreuses structures de suspension. La figure 1 de WO-A-0104589 en donne un exemple non limitatif.

20 Pour améliorer la prévision des efforts qui sont engendrés au centre de roue dans un système de liaison au sol de véhicule automobile, les inventeurs de la présente demande ont eu l'idée de déterminer comment les efforts que le pneumatique génère sur un support de roue fixe se modifient lorsque le support de roue est suspendu par rapport à la
25 caisse d'un véhicule et de calculer une fonction de passage permettant de passer du résultat d'une mesure effectuée avec l'outil de la figure 1 à une estimation de l'effort au centre de roue tenant compte de l'effet de la suspension. Pour cela, un modèle fonctionnel de suspension a été utilisé. Ce modèle est schématisé sur les figures 2 à 4. Grâce à ses divers
30 paramètres, ce modèle est apte à caractériser essentiellement n'importe quel type de suspension.

Sur les figures 2 à 4, on voit que l'ensemble roue-pneumatique 9 est relié à un bâti 10, qui représente la caisse supposée fixe du véhicule, à chaque fois par un ressort 11i en parallèle avec un
35 amortisseur 12i (i= X, Y, Z) selon chacune des trois directions X, Y et Z. Ainsi, la suspension crée trois degrés de liberté de translation pour le

support de roue. L'ensemble roue-pneumatique 9 se voit attribuer une masse supplémentaire 13 située au centre de roue qui représente une masse partielle de la suspension qui s'ajoute à la masse de la roue et à une masse partielle du pneumatique pour former au total la masse non suspendue M_{NS} qui en ressentie au centre de roue lors des mouvements dynamiques.

Dans un premier temps, une comparaison des comportements de l'ensemble roue-pneumatique 9 monté sur un support fixe (figure 1) et de l'ensemble roue-pneumatique 9 monté sur un support suspendu (figures 2 à 4) a été réalisée par simulation numérique, la roue étant toujours libre de tourner autour de son axe. A l'aide d'un modèle dynamique sous-structuré détaillé du pneumatique et d'une méthode d'éléments finis, on a déterminé les composantes d'effort F_i^{SF} selon la direction i ($i=X, Z$) au centre de roue à support de roue fixe en réponse à une déformation excitatrice harmonique ayant une pulsation d'excitation ω appliquée au niveau de l'aire de contact du pneumatique. Ensuite, pour la même déformation excitatrice, à l'aide d'un modèle dynamique sous-structuré détaillé du pneumatique et de la suspension et d'une méthode d'éléments finis, on a déterminé les composantes d'effort F_i^{SS} selon la direction i ($i=X, Z$) au centre de roue à support de roue suspendu. Les figures 9 à 12 représentent des résultats de cette simulation numérique. Plus précisément, les figures 9 et 10 représentent respectivement l'amplitude (en échelle logarithmique adimensionnelle) et la phase (en degrés) de la fonction de passage complexe H_{XX} définie par la relation :

$$H_{XX}(\omega) = \frac{F_X^{SS}(\omega)}{F_X^{SF}(\omega)}$$

et les figures 11 et 12 représentent respectivement l'amplitude et la phase de la fonction de passage complexe H_{ZZ} définie par la relation :

$$H_{ZZ}(\omega) = \frac{F_Z^{SS}(\omega)}{F_Z^{SF}(\omega)}$$

En abscisse, la fréquence f est définie par $\omega=2\pi f$.

Ces résultats permettent de constater essentiellement trois effets de la suspension sur les efforts transmis au niveau du centre de roue :

- l'apparition de nouveaux modes propres vibratoires, représentés par les pics 14 et 15 sur les courbes d'amplitude, qui correspondent à des modes résonants de la masse non-suspendue dans la direction considérée, typiquement autour de 15 à 20Hz,

5 - une interaction entre ces modes propres et les modes propres vibratoires d'ordre 1 du pneumatique, qui voient leur fréquence de résonance modifiée. En particulier, la portion de courbe 16 de la figure 9, respectivement la portion de courbe 17 de la figure 11, présente un minimum suivi immédiatement d'un maximum, ce qui traduit
10 l'augmentation de la fréquence de résonance du mode propre R0.5, respectivement du mode propre R1.0, du pneumatique.

- un effet inertiel global, i.e. un effet d'impédance d'entrée, qui dépend de la masse non suspendue ressentie au centre de roue et qui réduit globalement l'effort transmis au support de roue et accélère la
15 décroissance de l'effort transmis lorsque la fréquence s'accroît, comme représenté par les portions de courbe 18 et 19 sur les figures 9 et 11.

- Au-delà de 100 Hz environ, il n'y a plus de différence de comportement notable entre la roue à support fixe et la roue à support suspendu.

20 Ainsi, on constate que la suspension rajoute des modes propres de résonance des masses non-suspendues, a un effet inertiel de tassement de l'effort transmis au centre de roue et décale certains modes propres du pneumatique. Les modes décalés sont en fait les modes d'ordre 1 qui présentent un couplage important avec le déplacement du
25 centre de roue. Ces modes d'ordre 1, qui sont bien connus de l'homme du métier, ont été représentés schématiquement sur les figures 6 à 8 par souci de clarté. La figure 6 représente deux positions extrémales du pneumatique 2 oscillant dans le mode R0.5, qui est le mode d'ordre 1 selon la direction X. La roue 1 est fixe. La figure 7 représente deux
30 positions extrémales du pneumatique 2 oscillant dans le mode T0.5, qui est le mode d'ordre 1 selon la direction Y. La figure 8 représente deux positions extrémales du pneumatique 2 oscillant dans le mode R1.0, qui est le mode d'ordre 1 selon la direction Z.

On notera que l'effort F^{ss} transmis au niveau du centre de
35 roue représente en bonne approximation l'effort qui est transmis entre les organes de suspension et la caisse du véhicule.

On va maintenant exposer des expressions analytiques des fonctions de passage introduites ci-dessus, afin de pouvoir déterminer, à partir des mesures d'effort à support de roue fixe et sans recourir à une simulation numérique complexe et coûteuse, quelles seraient les mesures que l'on obtiendrait à support de roue suspendu.

Sous sa forme générale, la matrice de passage entre les efforts transmis par la roue à un support de roue fixe et les efforts transmis par la roue à un support de roue suspendu, notée **H**, est une matrice 5*5, car les efforts comportent à chaque fois trois composantes de translation et deux composantes de rotation, la roue étant supposée libre de tourner autour de son axe parallèle à la direction Y. La matrice de passage est fondée sur un modèle de système de liaison au sol qui inclut un modèle fonctionnel de pneumatique et un modèle fonctionnel de suspension.

Le pneumatique fait l'objet d'une modélisation sous-structurée de type Craig-Bampton (R.R. Craig, M.C.C. Bampton, « Coupling of Substructures for Dynamic Analysis », AIAA Journal, Vol. 6, juillet 1968). La mise en équation sous-structurée du pneumatique est la suivante :

$$\begin{bmatrix} \Omega_{II}^2 & 0 & 0 \\ 0 & K_{CC} & K_{CA} \\ 0 & K_{CA}^T & K_{AA} \end{bmatrix} + j \begin{bmatrix} H_{II} & H_{IC} & H_{IA} \\ H_{IC}^T & H_{CC} & H_{CA} \\ H_{IA}^T & H_{CA}^T & H_{AA} \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} I_{II} & M_{IC} & M_{IA} \\ M_{IC}^T & M_{CC} & M_{CA} \\ M_{IA}^T & M_{CA}^T & M_{AA} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \alpha_I \\ u_C \\ u_A \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ F_C \\ F_A \end{pmatrix}$$

où les variables *K* désignent des matrices de raideur, les variables *H* désignent des matrices d'amortissement, l'amortissement étant supposé purement hystérétique, et les variables *M* désignent des matrices de masse ; les indices *I*, *C* et *A* désignent respectivement les degrés de liberté modaux, du centre de roue et de l'aire de contact du pneumatique ; *u_A* désigne un vecteur déplacement de l'aire de contact du pneumatique, *u_C* désigne un vecteur déplacement du centre de roue, *F_A* désigne un vecteur d'effort reçu par le pneumatique au niveau de l'aire de contact du pneumatique, et *F_C* désigne un vecteur d'effort reçu par le pneumatique au niveau du centre de roue, c'est-à-dire l'opposé de l'effort transmis par la roue au support de roue.

Les matrices *K_{CC}* et *H_{CC}* représentent une raideur et un amortissement reliant le déplacement du centre de roue à un effort au centre de roue. En d'autres termes, la rigidité dynamique du

pneumatique est modélisée, dans chaque direction i ($i=X, Y, Z$), comme un ressort 21i mis en parallèle avec un amortisseur hystérétique 22i entre la roue 1 et le sol, comme schématisé sur la figure 5 (direction X non représentée).

5 Pour établir l'expression de l'effort F^{SF} transmis par la roue à un support fixe, on tient compte des degrés de liberté qui sont figés, i.e. on impose $u_C=0$.

10 Pour établir l'expression de l'effort F^{SS} transmis par la roue à un support suspendu, on introduit un modèle linéaire simplifié de suspension, tel que schématisé sur les figures 2 à 4, qui tient compte des degrés de liberté qui ne sont plus figés et qui représente les ressorts, amortisseurs, articulations élastiques et autres organes élastiques de la suspension. L'effort F^{SS} dépend donc du déplacement du centre de roue, qui n'est plus nul, selon la formule :

$$F^{SS} = [K_S + jH_S + j\omega C_S] u_C$$

15 où K_S est une matrice de raideur, H_S est une matrice d'amortissement hystérétique et C_S est une matrice d'amortissement visqueux de la suspension.

20 Le modèle de suspension comporte également une matrice de masse de suspension au centre de roue, notée M_S , et on note M_{NS} la matrice de masse non suspendue totale au niveau du centre de roue, soit :

$$M_{NS} = M_S + M_{CC}$$

On fait l'hypothèse que la déformation du pneumatique dans l'aire de contact est la même sur le support fixe et sur le support suspendu. On obtient alors une expression générale de la matrice de passage :

$$H(\omega) = [K_S + jH_S + j\omega C_S] \left[\begin{array}{c} K_{CC} + jH_{CC} + K_S + jH_S + j\omega C_S - \omega^2 M_{NS} - (jH_{IC}^T - \omega^2 M_{IC}^T) \\ (\Omega_{II}^2 + jH_{II} - \omega^2 1_{II})^{-1} (jH_{IC} - \omega^2 M_{IC}) \end{array} \right]^{-1}$$

25

Pour l'utilisation dans une méthode de prévision de la performance confort d'un véhicule automobile avec une fonction de transfert globale, cette expression a été simplifiée par les considérations suivantes :

- la détermination des efforts de translation du centre de roue est suffisante, permettant de réduire la matrice de passage \mathbf{H} à la dimension 3.

5 - Il s'est avéré que les termes extra-diagonaux pouvaient être négligés car il y a en général deux ordres de grandeur d'écart entre un terme diagonal et les termes extra-diagonaux pour chaque ligne de la matrice \mathbf{H} .

- Les matrices de raideur, d'amortissement et de masse pour le pneumatique et pour la suspension sont considérées diagonales.

10 - Les termes de la matrice \mathbf{H} relatifs aux modes propres du pneumatique autres que les modes d'ordre 1 susmentionnés sont négligés puisqu'on a observé que seuls ces modes d'ordre 1 étaient affectés de manière significative par la suspension.

15 - Les termes H_{IC} de couplage entre modes propres du pneumatique et interface au centre de roue ont été négligés.

- L'amortissement de la suspension est considéré purement hystérétique dans les directions X et Y.

20 - L'amortissement de la suspension dans la direction Z est considéré soit purement hystérétique si l'amortisseur est figé (débattement de suspension trop faible pour faire fonctionner l'amortisseur), soit purement visqueux si l'amortisseur n'est pas figé.

- On suppose que le pneumatique ne présente ni raideur ni amortissement dans la direction X à cause de la liberté de rotation de la roue 1.

25 Exemple 1

Avec les hypothèses ci-dessus, les trois fonctions de passage, i.e. les termes diagonaux de la matrice de passage \mathbf{H} , sont obtenus dans le domaine fréquentiel sous la forme :

$$\begin{aligned}
H_{xx}(\omega) &= \frac{K_S^x + j \cdot H_S^x}{K_S^x + j \cdot H_S^x - \omega^2 M_{NS}^x - \omega^4 \frac{m_{N_{cr} \leftrightarrow r0.5}^2}{\omega_{r0.5}^2 + 2j\xi_{r0.5}\omega_{r0.5}\omega - \omega^2}} \\
H_{yy}(\omega) &= \frac{K_S^y + j \cdot H_S^y}{K_{y_{cr}y_{cr}} + K_S^y + j \cdot H_{y_{cr}y_{cr}} + j \cdot H_S^y - \omega^2 M_{NS}^y - \omega^4 \frac{m_{y_{cr} \leftrightarrow r0.5}^2}{\omega_{r0.5}^2 + 2j\xi_{r0.5}\omega_{r0.5}\omega - \omega^2}} \\
H_{zz}(\omega) &= \frac{K_S^z + j \cdot H_S^z + j\omega \cdot C_S^z}{K_{z_{cr}z_{cr}} + K_S^z + j \cdot H_{z_{cr}z_{cr}} + j \cdot H_S^z + j\omega \cdot C_S^z - \omega^2 M_{NS}^z - \omega^4 \frac{m_{z_{cr} \leftrightarrow r1.0}^2}{\omega_{r1.0}^2 + 2j\xi_{r1.0}\omega_{r1.0}\omega - \omega^2}}
\end{aligned}$$

Les notations sont les suivantes :

K_S^i désigne la raideur (en N/m) du ressort 11i (i=X, Y, Z).

H_S^i désigne l'amortissement hystérétique (en N/m) de l'amortisseur 12i (i=X, Y, Z).

5 C_S^Z désigne l'amortissement visqueux (en N.s/m) de l'amortisseur 12Z.

M_{SN}^i désigne un coefficient diagonal de la masse non suspendue totale (i=X, Y, Z), en kg.

ξ_k et ω_k désignent à chaque fois l'amortissement (en N/m) et la pulsation (en rad/s) associés à un mode propre k d'ordre 1 du pneumatique.

10 $m_{i \leftrightarrow k}$ désigne à chaque fois une masse de couplage, en $\text{kg}^{1/2}$, entre un degré de liberté i du centre de roue et un mode propre k du pneumatique.

K_{iCRiCR} désigne la raideur (en N/m) du ressort 21i (i=Y, Z) représentant le pneumatique.

H_{iCRiCR} désigne l'amortissement hystérétique (en N/m) de l'amortisseur

15 22i (i=X, Y, Z) représentant le pneumatique.

j est le nombre complexe $j^2 = -1$.

Les figures 13 et 14 représentent un exemple comparatif entre la fonction de passage H_{ZZ} calculée selon l'expression de l'exemple 1, représentée en trait continu, et la même fonction mesurée expérimentalement, représentée en trait mixte. La figure 13 représente l'amplitude de la fonction de passage en échelle logarithmique adimensionnelle et la figure 14 représente sa phase en degrés. On constate que les phénomènes qui avaient été identifiés à l'aide de la simulation numérique, i.e. apparition d'un mode propre à basse fréquence, décalage du mode propre d'ordre 1 du pneumatique et tassement de la réponse à haute fréquence, sont confirmés

expérimentalement et sont assez précisément modélisés par l'expression analytique de l'exemple 1. Ce résultat est important car l'expression analytique de la fonction de passage repose sur un nombre assez restreint de paramètres, qu'il est possible de mesurer et d'adapter en fonction du système de liaison au sol que l'on étudie.

Les modes propres des masses non suspendues ont sensiblement comme fréquence propre :

$$2\pi\sqrt{K'_S/M'_{NS}}$$

Exemple 2

L'expression de l'exemple 1 peut être simplifiée si l'on ne tient pas compte des termes croisés tels que les masses de couplage $m_{i \leftrightarrow k}$. Cette simplification n'entraîne pas de dégradation majeure du résultat. Dans l'exemple 2, l'expression des fonctions de passage est similaire à celle de l'exemple 1, les masses de couplage $m_{i \leftrightarrow k}$ étant remplacées par des constantes ajustées empiriquement.

Exemple 3

L'expression de l'exemple 1 peut être simplifiée si l'on veut se passer de l'effet de la suspension sur les modes propres du pneumatique. L'expression des fonctions de passage est alors :

$$H_{xx}(\omega) = \frac{K_S^x + j \cdot H_S^x}{K_S^x + j \cdot H_S^x - \omega^2 M_{NS}^x}$$

$$H_{yy}(\omega) = \frac{K_S^y + j \cdot H_S^y}{K_S^y + j \cdot H_S^y - \omega^2 M_{NS}^y}$$

$$H_{zz}(\omega) = \frac{K_S^z + j \cdot H_S^z + j\omega \cdot C_S^z}{K_{z_1 z_1} + K_S^z + j \cdot H_S^z + j\omega \cdot C_S^z - \omega^2 M_{NS}^z}$$

Cette expression rend compte de la résonance des masses non suspendues et de l'impédance d'entrée causée par la suspension entre le pneumatique et la caisse.

Exemple 4

L'expression de l'exemple 3 peut être encore simplifiée si l'on veut se passer de l'effet de résonance des masses non suspendues. L'expression des fonctions de passage est alors :

$$H_{ii}(\omega) = \frac{-c_i}{\omega^2 M_{NS}} \quad \text{où } c_i \text{ est une constante ajustée}$$

empiriquement. Ici, la seule prise en compte des masses non suspendues permet d'appréhender l'impédance d'entrée du dispositif de suspension du véhicule.

Dans les différents exemples cités, les expressions des fonctions de passage font intervenir des paramètres caractérisant le pneumatique et la suspension. On décrit maintenant des méthodes pour déterminer ces différents paramètres.

Détermination des masses non suspendues

Lorsqu'on dispose du véhicule équipé de la suspension et de l'ensemble roue-pneumatique, on peut employer la méthode de la double pesée. On excite le premier mode résonant du système de liaison au sol avec un banc dynamométrique et on mesure sa fréquence de résonance f_1 . Puis on fixe une masse additionnelle connue M_a au niveau du centre de roue et on recommence cette mesure. La fréquence de résonance f_2 est décalée selon la formule :

$$\frac{f_2}{f_1} = \sqrt{\frac{M_{NS}}{M_{NS} + M_a}}$$

dont on déduit M_{NS} .

Par ailleurs, On considère qu'il y a trois contributions dans la masse non suspendue M_{NS} : une contribution de la suspension M_S qui est la masse de suspension ressentie au niveau du centre de roue et qui peut dépendre de la direction, une contribution de la roue qui est sa masse totale M_R pour toutes les directions, et une contribution du pneumatique M_{iCR} ($i=X, Y, Z$) qui est la masse de pneumatique ressentie au niveau du centre de roue et qui peut dépendre de la direction.

La contribution du pneumatique M_{iCR} a été établie de manière statistique en fonction de la masse totale du pneumatique M_{pneu} et du moment d'inertie de la roue I_{roue} lorsque celle-ci tourne librement autour de son axe :

$$M_{X_{CR}} = 1.4176M_{pneu} + 10.285I_{roue} + 0.9738$$

$$M_{Y_{CR}} = 0.51776M_{pneu} + 0.86549$$

$$M_{Z_{CR}} = 0.79283M_{pneu} - 0.43756$$

Ainsi, une fois la masse non suspendue M_{NS} mesurée par double pesée, une pesée de la roue et du pneu permet de remonter à la contribution propre de la suspension :

$$M_s^i = M_{NS}^i - M_{roue} - M_{lcr}$$

La contribution de la suspension doit être conservée avec les autres données caractéristiques du véhicule (raideurs et amortissements de suspension) car elle est utile lorsqu'on doit estimer les masses non suspendues correspondant à un nouvel ensemble roue-pneumatique monté sur la même suspension sans disposer du véhicule et de la suspension. Dans ce cas, on effectue une pesée de la nouvelle roue et du nouveau pneumatique, on calcule la contribution du pneumatique par les formules ci-dessus et l'on y ajoute la contribution de suspension, qui n'est pas modifiée. Avantageusement, on suppose que la contribution de la suspension est isotrope.

Détermination des raideurs statiques et amortissements hystérétiques du pneumatique

Ces paramètres K_{iCRICR} et H_{iCRICR} doivent être déterminés de préférence dans des conditions de roulage, et non à l'arrêt. Ils s'obtiennent de manière classique au moyen d'un banc dynamométrique permettant de mesurer les efforts au niveau du centre de roue en réponse à des déplacements imposés, en fréquence et en amplitude, au niveau de l'aire de contact du pneumatique. On peut utiliser par exemple un moyeu dynamométrique de marque MTS (Mechanical Testing & Simulation) de la société MTS Systems Corporation.

Détermination des fréquences et amortissements des modes propres du pneumatique

Ces paramètres ξ_k et ω_k sont obtenus avec une méthode d'analyse modale connue du pneumatique. Dans le principe, on excite des vibrations dans le pneumatique, par exemple à l'aide de marteaux, et on enregistre les signaux vibratoires résultant, par exemple à l'aide d'accéléromètres. Les mesures peuvent être effectuées sur un moyeu dynamométrique de marque MTS et à l'aide d'outils de traitement du signal standards, par exemple un module de traitement du signal de marque LMS de la société LMS International.

Détermination des raideurs et amortissements de la suspension

Ces paramètres H_s , K_s et C_s sont mesurés sur un véhicule équipé de la suspension devant être modélisée et à l'aide d'un banc dynamique, par exemple de marque MTS. Une plaque vibratoire engendre des déplacements, à fréquence et amplitude imposées, au niveau de l'aire de contact du pneumatique. Des capteurs laser enregistrent les déplacements du centre de roue. Des capteurs d'effort enregistrent simultanément les efforts transmis par la suspension à la caisse du véhicule. La rigidité complexe de la suspension dans chaque direction découle immédiatement du rapport entre l'effort transmis et le déplacement correspondant du centre de roue.

Détermination des masses de couplage

Un modèle statistique a été développé, en faisant l'hypothèse que les masses de couplage $m_{i \leftrightarrow k}$, qui représentent la facilité avec laquelle un déplacement du centre de roue dans la direction i excite un mode propre k du pneumatique, sont corrélées aux autres paramètres caractéristiques du mode propre : sa fréquence f_k , son amortissement ξ_k et la raideur statique K_{iCRiCR} dans la direction concernée. Ce modèle fournit les masses de couplage sous la forme :

$$\begin{aligned} m_{x_{cr} \leftrightarrow r0.5} &= 0.10907 M_{pneu} - 0.05173 f_{r0.5} + 0.64065 \xi_{r0.5} + 3.391 \cdot 10^{-6} K_{z_{cr} z_{cr}} + 3.1505 \\ m_{y_{cr} \leftrightarrow T0.5} &= 0.0361 M_{pneu} - 8.9815 \cdot 10^{-4} f_{T0.5} + 0.43591 \xi_{T0.5} + 0.60877 \\ m_{z_{cr} \leftrightarrow R1.0} &= 0.041869 M_{pneu} - 4.4036 \cdot 10^{-3} f_{R1.0} + 0.69036 \xi_{R1.0} + 9.9969 \cdot 10^{-7} K_{z_{cr} z_{cr}} + 0.68727 \end{aligned}$$

Utilisation des fonctions de passage pour déterminer une fonction de transfert globale

Sur la figure 15, on a représenté un véhicule 25 dont on souhaite déterminer la fonction de transfert globale. Le véhicule 25 est muni d'un système de liaison au sol incluant une suspension 30 et un ensemble roue-pneumatique de référence 26 à l'emplacement avant droit. On procède en plusieurs étapes :

a) à l'aide d'un volant 28 muni d'un obstacle, l'ensemble roue-pneumatique de référence 26 est soumis à une excitation vibratoire dans des conditions de roulage déterminées (pression de gonflage, vitesse, charge statique), qui peuvent être fixes ou variables. Pendant ce temps, on mesure des grandeurs vibratoires et acoustiques à l'intérieur de l'habitacle pour caractériser le niveau de confort perçu par les passagers.

Les signaux de mesure correspondants 40 sont convertis dans le domaine fréquentiel par transformée de Fourier.

5 b) pour le même ensemble roue-pneumatique de référence 26 et les mêmes conditions de roulage, on effectue des mesures des efforts au centre de roue à l'aide d'un outil dynamométrique 27 à support fixe, semblable à l'outil représenté sur la figure 1. Le même volant 28 muni du même obstacle est actionné dans les mêmes conditions que dans l'étape a). Les signaux de mesure correspondants F^{SF} sont convertis dans le domaine fréquentiel par transformée de Fourier.

10 c) on détermine la matrice de passage H_R , supposée diagonale, correspondant au système de liaison au sol constitué de la suspension 30 et de l'ensemble roue-pneumatique de référence 26 après avoir mesuré les paramètres nécessaires.

15 d) à l'étape 31, on calcule le produit de cette matrice de passage par les efforts mesurés à support fixe à l'étape b), ce qui fournit une estimation F^{SS} des efforts effectivement transmis entre l'ensemble roue-pneumatique de référence 26 et son support de roue dans le système de liaison au sol du véhicule 25.

20 e) à l'étape 32, on effectue des calculs de fonctions de transferts, par calcul de cohérence, entre les signaux enregistrés dans l'habitacle à l'étape a) et les efforts calculés à l'étape d), tous dans le domaine fréquentiel, qui exprime le rapport entre les niveaux vibratoires et acoustiques enregistrés dans l'habitacle et les efforts transmis entre la roue avant droite et son support au niveau du centre de roue, efforts qui
25 sont à l'origine de ces niveaux vibratoires et acoustiques. Ces calculs sont effectués à l'aide d'outils de traitement du signal classiques, par exemple les logiciels de marque Matlab ou LMS. Cette fonction de transfert, schématisée par le bloc 34 caractérise l'aptitude de la caisse 33 et de la suspension 30 du véhicule 25 à transmettre les vibrations entre le support de roue avant droit et l'habitacle, indépendamment de
30 l'ensemble roue-pneumatique qui lui est attaché. En pratique, cette fonction de transfert a autant de composantes qu'on a mesurés de signaux différents à l'étape a). Le calcul de fonction de transfert est bien connu en soi dans l'état de la technique : schématiquement, il s'agit d'une
35 division de différents inter-spectres et auto-spectres entre eux.

En pratique, les étapes a) à e) peuvent être répétées avec les trois autres roues du véhicule 25 pour obtenir ainsi une fonction de transfert globale du véhicule caractérisant l'aptitude de la caisse 33 et de la suspension 30 du véhicule 25 à transmettre les vibrations entre chaque support de roue et l'habitacle.

La fonction de transfert globale sert d'outil de prédiction de la performance confort du véhicule 25 lorsqu'on modifie ses roues.

Utilisation des fonctions de passage pour prédire les performances d'un ensemble roue-pneumatique prototype

On se pose le problème de prédire la manière dont vont être affectés les niveaux vibratoires et acoustiques dans l'habitacle du véhicule si l'on remplace l'ensemble roue pneumatique de référence 26 par un ensemble roue-pneumatique prototype 36. On procède en plusieurs étapes :

f) pour l'ensemble roue-pneumatique prototype 36, on effectue des mesures des efforts au centre de roue à l'aide de l'outil dynamométrique 27 à support fixe, semblable à l'outil représenté sur la figure 1 et à l'aide d'un volant 29 muni d'un obstacle ou autre relief approprié. L'ensemble roue-pneumatique prototype 36 est ainsi soumis à une excitation vibratoire dans les conditions de roulage déterminées (pression de gonflage, vitesse) pour lesquelles on souhaite prédire les niveaux vibratoires et acoustiques dans l'habitacle du véhicule. Pendant la mesure, on applique sur l'ensemble roue-pneumatique prototype 36 une charge statique qui correspond à la charge qu'il recevrait s'il était monté à la position avant droite du véhicule 25. Les signaux de mesure correspondants F^{SF} sont convertis dans le domaine fréquentiel par transformée de Fourier.

g) après avoir mesuré les paramètres nécessaires de l'ensemble roue-pneumatique prototype 36, on détermine la matrice de passage H_P , supposée diagonale, correspondant au quart avant droit système de liaison au sol avec l'ensemble roue-pneumatique prototype 36. Dans cette étape, il n'est pas nécessaire de disposer de la suspension 30, dont on aura préalablement sauvegardé les paramètres caractéristiques.

h) à l'étape 37, on calcule le produit de cette matrice de passage par les efforts mesurés à support fixe à l'étape f), ce qui fournit

une estimation F^{SS} des efforts qui seraient effectivement transmis entre l'ensemble roue-pneumatique prototype 36 et le porte-moyeu avant droit dans le système de liaison au sol du véhicule 25.

5 i) à l'étape 38, on calcule le produit des efforts estimés à l'étape h) par la fonction de transfert 34 obtenue à l'étape e), ou éventuellement par une fonction de transfert correspondante obtenue selon la technique antérieure. Ce calcul fournit une estimation prédictive
10 41 des grandeurs vibratoires et acoustiques que l'on mesurerait à l'intérieur de l'habitacle en effectuant les mesures schématisées par le bloc 39 avec le véhicule 25 équipé de l'ensemble roue-pneumatique prototype 36. L'avantage manifeste de ce procédé est de dispenser d'effectuer les mesures schématisées par le bloc 39, ces mesures étant
15 prédites par le calcul sans qu'on ait besoin de réunir physiquement le véhicule et l'ensemble roue-pneumatique prototype 36. Il en résulte un gain de temps et de flexibilité dans les études précédant la fabrication d'un véhicule complet.

Dans l'étape f), le relief du volant 29 peut être l'obstacle qui a servi aux étapes a) et b) pour l'établissement de la fonction de transfert ou tout autre revêtement vibratoire. En pratique, les étapes f) à i) peuvent
20 être répétées pour les trois autres positions de roue du véhicule 25 en utilisant à chaque fois la matrice de passage et la fonction de transfert associées à cette position de roue.

La matrice de passage permet de calculer les efforts transmis entre la roue et son support suspendu à partir de la mesure des
25 efforts transmis entre la roue et son support fixe, à conditions de roulage identiques. L'utilisation de cette matrice de passage pour déterminer la fonction de transfert du véhicule (étape d) et pour prédire la performance confort du véhicule (étape h) améliore considérablement la qualité des prédictions par rapport à la technique antérieure. Utiliser une formulation
30 analytique de la matrice de passage permet de modéliser très facilement différents ensembles roue-pneumatique et différentes suspensions, de manière bien plus économique qu'en réalisant à chaque fois une simulation numérique complète par éléments finis. Ici, il suffit à chaque fois de mesurer et d'adapter les quelques paramètres caractéristiques qui
35 interviennent dans la modélisation de l'ensemble roue-pneumatique et de la suspension.

A l'étape g), il est possible de modifier les paramètres de la suspension pour étudier qualitativement la manière dont vont être affectés les niveaux vibratoires et acoustiques dans l'habitacle du véhicule si l'on modifie également la suspension. Seules de petites
5 modifications peuvent être étudiées de cette manière, puisqu'on fait alors l'hypothèse que la fonction de transfert du véhicule et la déformation de l'aire de contact du pneumatique ne sont pas modifiées.

Dans les étapes d) et h), on utilise un ordinateur de type PC qui possède une entrée de signal pour entrer le signal de mesure produit
10 par l'outil dynamométrique 27 et qui est programmé pour appliquer la matrice de passage à ce signal de mesure. La programmation de l'ordinateur est de préférence fondée sur la formulation analytique de l'exemple 1. La programmation comporte également une fonction de paramétrage de la matrice de passage permettant à l'utilisateur d'entrer
15 les paramètres caractéristiques de l'ensemble roue-pneumatique et de la suspension, par exemple au moyen de menus déroulant à l'écran. Ces paramètres sont de préférence stockés sous la forme de fichiers de paramétrage dans un format déterminé assurant la standardisation et la portabilité des données de paramétrage. Les autres étapes de calcul, dans
20 lesquelles on détermine ou on utilise la fonction de transfert du véhicule, sont aussi réalisées avec un ordinateur, qui peut être le même.

Les expressions de la matrice de passage présentées ci-dessus ne sont pas exhaustives et la méthode de modélisation du quart de véhicule décrite permettra à l'homme du métier de dériver, selon la
25 précision désirée, des formulations moins raffinées ou plus raffinées, par exemple en tenant compte des termes non diagonaux.

Dans les revendications, l'article « un » ou « une » affecté à tel élément ou telle étape n'exclut pas la présence de plusieurs éléments ou de plusieurs étapes présentant les caractéristiques énoncées.

30 Bien que l'invention ait été décrite en liaison avec plusieurs modes de réalisation particuliers, il est bien évident qu'elle n'y est nullement limitée et qu'elle comprend tous les équivalents techniques des moyens décrits ainsi que leurs combinaisons si celles-ci entrent dans le cadre de l'invention.

REVENDICATIONS

1. Procédé de détermination d'un effort transmis entre une roue de véhicule et un support de roue, ledit procédé comportant les étapes consistant à :

- 5 monter ladite roue (36) à pivotement sur un support de roue (27), ladite roue étant munie d'un pneumatique, appuyer ledit pneumatique contre un moyen d'excitation (29), mesurer un effort à support fixe (F'^{SF}) qui est transmis entre ladite roue et ledit support de roue lorsqu'on excite ledit pneumatique avec ledit
10 moyen d'excitation, ledit support de roue (27) étant fixé dans au moins une direction (X, Y, Z) par rapport audit moyen d'excitation, caractérisé par l'étape consistant à calculer (37), en fonction dudit effort à support fixe, un effort à support suspendu (F'^{SS}) qui serait transmis entre ladite roue et un support de roue (30) présentant un degré de liberté
15 de suspension dans au moins une dite direction par rapport audit moyen d'excitation.

2. Procédé selon la revendication 1, caractérisé par le fait que ledit effort à support suspendu est calculé en fonction de la masse non suspendue d'un système de liaison au sol incluant l'ensemble
20 roue-pneumatique (36) et un support de roue lié à un dispositif de suspension (30).

3. Procédé selon la revendication 2, caractérisé par le fait que ledit effort à support suspendu est calculé en fonction d'une fréquence de résonance et/ou d'un coefficient d'amortissement
25 caractéristiques d'un mode propre dudit système de liaison au sol.

4. Procédé selon la revendication 2 ou 3, caractérisé par le fait que ledit effort à support suspendu est calculé en fonction d'une raideur et/ou d'un amortissement dudit dispositif de suspension (30).

5. Procédé selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisé par le fait que ledit effort à support suspendu est calculé en fonction d'une raideur et/ou d'un amortissement dudit pneumatique (2).
30

6. Procédé selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisé par le fait que ledit effort à support suspendu est calculé en fonction d'une fréquence de résonance et/ou d'un coefficient
35 d'amortissement caractéristiques d'un mode propre dudit pneumatique (2).

7. Procédé selon la revendication 6, caractérisé par le fait que ledit effort à support suspendu est calculé aussi en fonction d'un paramètre de couplage entre ledit mode propre du pneumatique et un déplacement du centre de roue.

5 8. Procédé selon l'une des revendications 1 à 7, caractérisé par le fait que ledit effort à support suspendu (F'^{SS}) est calculé dans le domaine fréquentiel en multipliant ledit effort à support fixe (F'^{SF}) par une matrice de passage (H_P).

10 9. Procédé selon la revendication 8, caractérisé par le fait que ladite matrice de passage (H_P) est diagonale lorsque lesdits efforts sont exprimés dans un repère correspondant aux directions principales (X, Y, Z) du véhicule (25).

15 10. Procédé selon la revendication 9, caractérisé par le fait qu'au moins un coefficient diagonal de ladite matrice de passage présente une évolution globalement décroissante (18, 19) au-dessus d'une certaine fréquence.

20 11. Procédé selon la revendication 9 ou 10, caractérisé par le fait qu'au moins un coefficient diagonal de ladite matrice de passage présente un pic (14, 15) au niveau d'une fréquence de résonance du système de liaison au sol.

25 12. Procédé selon l'une des revendications 9 à 11, caractérisé par le fait qu'au moins un coefficient diagonal de ladite matrice de passage présente, sur une portion du spectre, un minimum et un maximum adjacents (16, 17) qui représentent un décalage fréquentiel d'un mode propre du pneumatique.

30 13. Utilisation du procédé selon l'une des revendications 1 à 12 pour déterminer une fonction de transfert d'un véhicule (25) équipé d'un système de liaison au sol incluant un support de roue relié à une caisse (33) par l'intermédiaire d'un dispositif de suspension (30) et un ensemble roue-pneumatique de référence (26) monté sur ledit support de roue, caractérisée par les étapes consistant à :
mesurer un niveau de bruit et/ou de vibration (40) à l'intérieur du véhicule lorsque le pneumatique dudit ensemble de référence est excité dans des conditions de roulage déterminées,
35 effectuer (31) le procédé selon l'une des revendications 1 à 12 avec ledit ensemble roue-pneumatique de référence (26) excité dans lesdites

conditions de roulage déterminées pour calculer ledit effort à support suspendu (F^{SS}) en tant qu'effort transmis entre ledit ensemble roue-pneumatique de référence et ledit support de roue du système de liaison au sol,

- 5 déterminer ladite fonction de transfert (34) dans le domaine fréquentiel (32) entre ledit niveau de bruit et/ou de vibration (40) mesuré et ledit effort calculé (F^{SS}).

14. Utilisation du procédé selon l'une des revendications 1 à 12 pour prédire la performance confort d'un véhicule (25) devant être
10 équipé d'un système de liaison au sol incluant un support de roue relié à une caisse par l'intermédiaire d'un dispositif de suspension (30) et un ensemble roue-pneumatique prototype (36) monté sur ledit support de roue, caractérisée par les étapes consistant à :
effectuer (37) le procédé selon l'une des revendications 1 à 12 avec ledit
15 ensemble roue-pneumatique prototype (36) pour calculer ledit effort à support suspendu (F'^{SS}) en tant qu'effort transmis entre ledit ensemble roue-pneumatique prototype et ledit support de roue du système de liaison au sol,
multiplier (38) ledit effort calculé par une fonction de transfert (34) dudit
20 véhicule dans le domaine fréquentiel pour obtenir un niveau de bruit et/ou de vibration (41) prévu à l'intérieur du véhicule.

15. Utilisation selon la revendication 14, caractérisée par le fait que ladite fonction de transfert (34) est déterminée par l'utilisation selon la revendication 13.

25 16. Appareil de traitement de données, caractérisé par le fait qu'il comporte une interface pour entrer un signal d'effort à support fixe (F^{SF} , F'^{SF}) représentant un effort transmis entre un support de roue (27) fixé dans au moins une direction par rapport à un moyen d'excitation (28, 29) et une roue de véhicule (26, 36) montée à
30 pivotement sur ledit support de roue et munie d'un pneumatique appuyé contre ledit moyen d'excitation, et des moyens de calcul programmés pour mettre en œuvre un modèle fonctionnel de suspension apte à calculer, à partir dudit signal d'effort à support fixe, un signal d'effort à support suspendu (F^{SS} , F'^{SS}) représentant un effort qui serait transmis
35 entre ladite roue (26, 36) et un support de roue (30) présentant un degré

de liberté de suspension dans au moins une dite direction par rapport audit moyen d'excitation.

17. Programme d'ordinateur comportant des codes d'instructions propres à être lus ou stockés sur un support et aptes à être
- 5 exécutés par un ordinateur pour mettre en œuvre un modèle fonctionnel de suspension apte à calculer, à partir d'un signal d'effort à support fixe (F^{SF} , F'^{SF}) représentant un effort transmis entre un support de roue (27) fixé dans au moins une direction par rapport à un moyen d'excitation (28, 29) et une roue de véhicule (26, 36) montée à pivotement sur ledit
- 10 support de roue et munie d'un pneumatique appuyé contre ledit moyen d'excitation, un signal d'effort à support suspendu (F^{SS} , F'^{SS}) représentant un effort qui serait transmis entre ladite roue (26, 36) et un support de roue (30) présentant un degré de liberté de suspension dans au moins une dite direction par rapport audit moyen d'excitation.

1/4

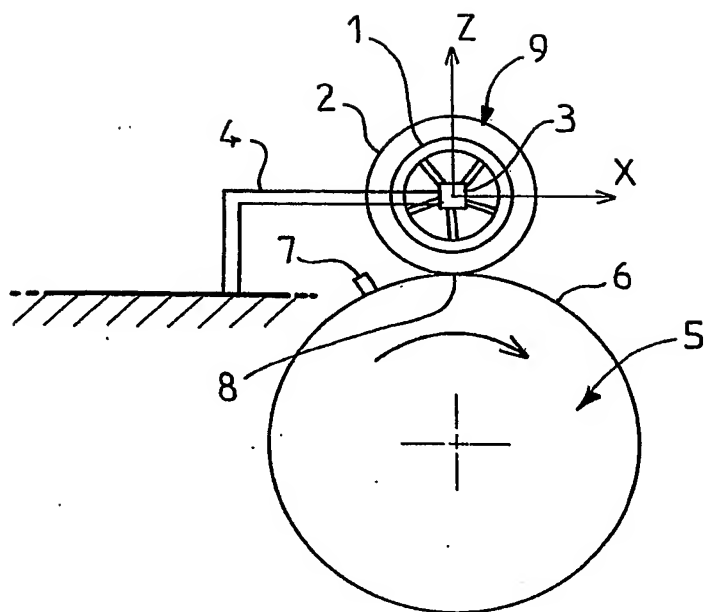


FIG.1
ART ANTERIEUR

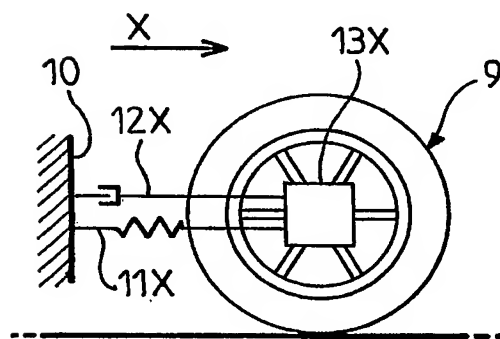


FIG.2

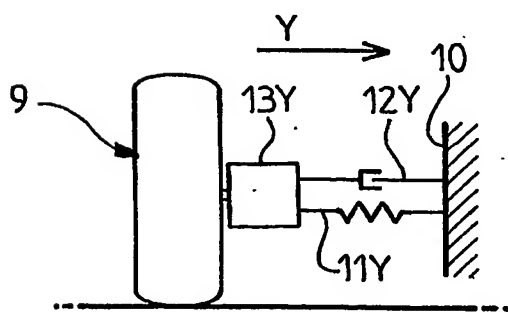


FIG.3

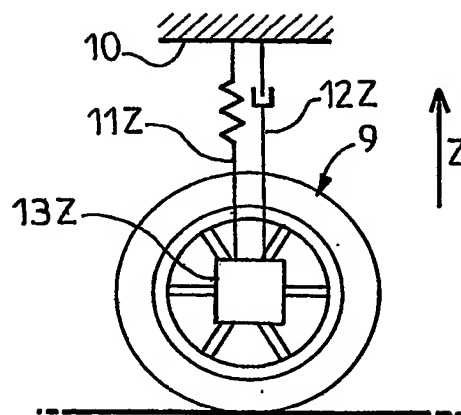


FIG.4

2/4

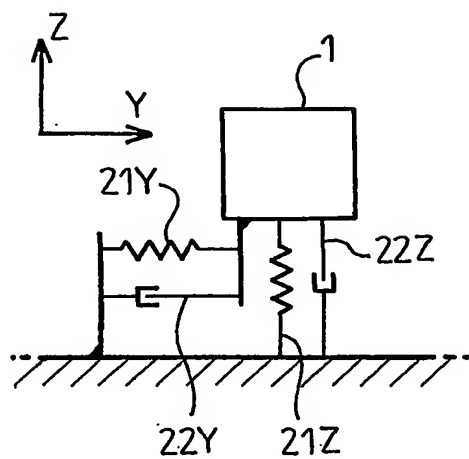


FIG. 5

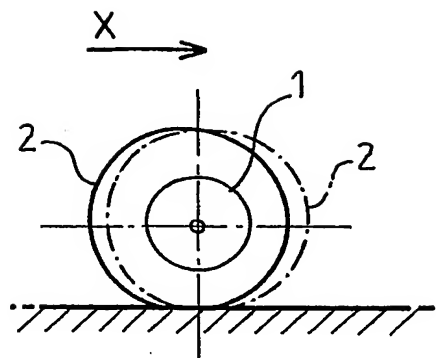


FIG. 6

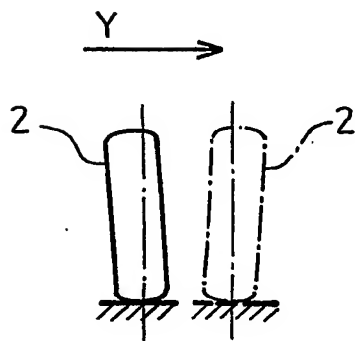


FIG. 7

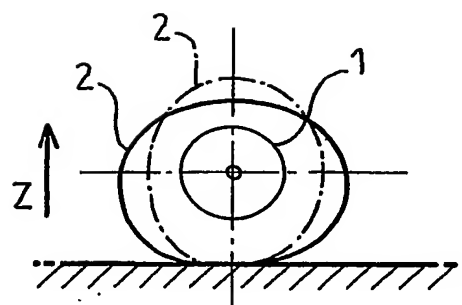
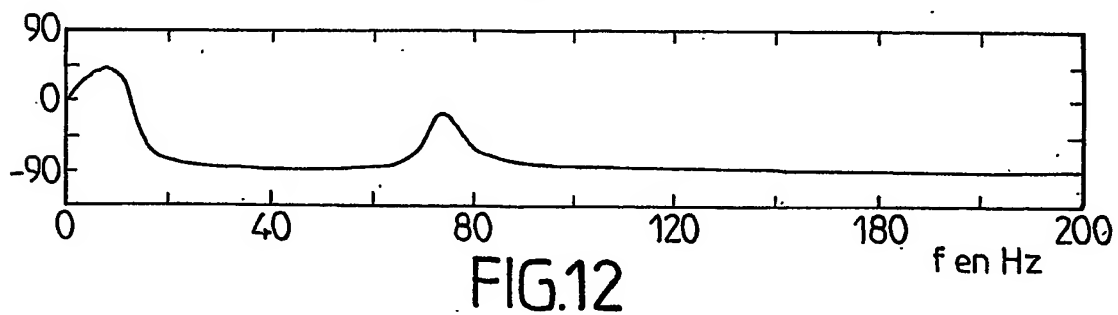
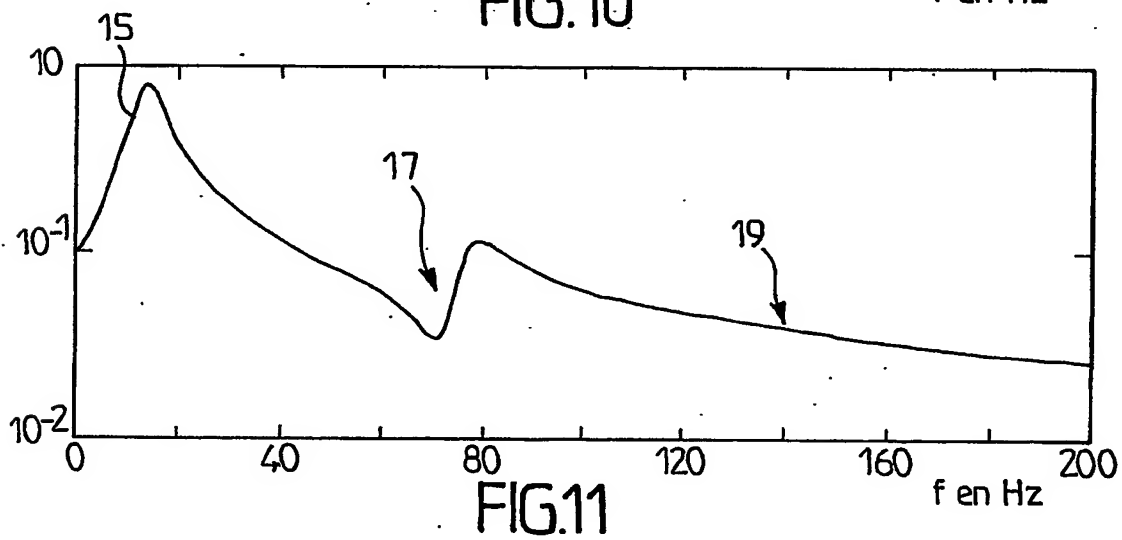
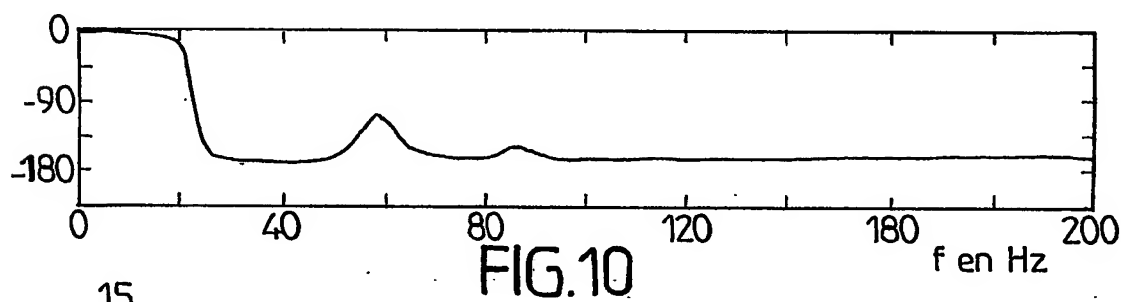
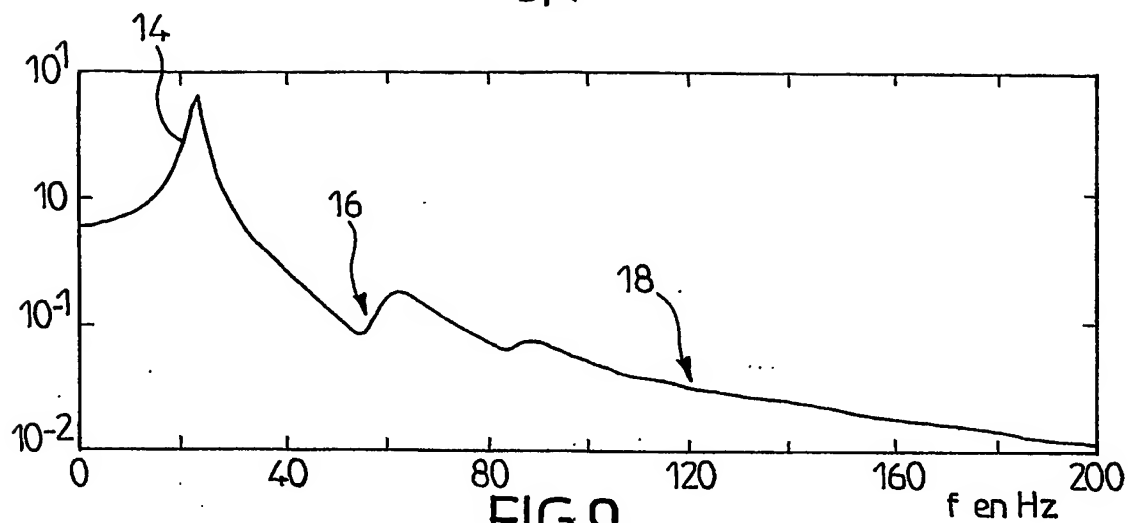
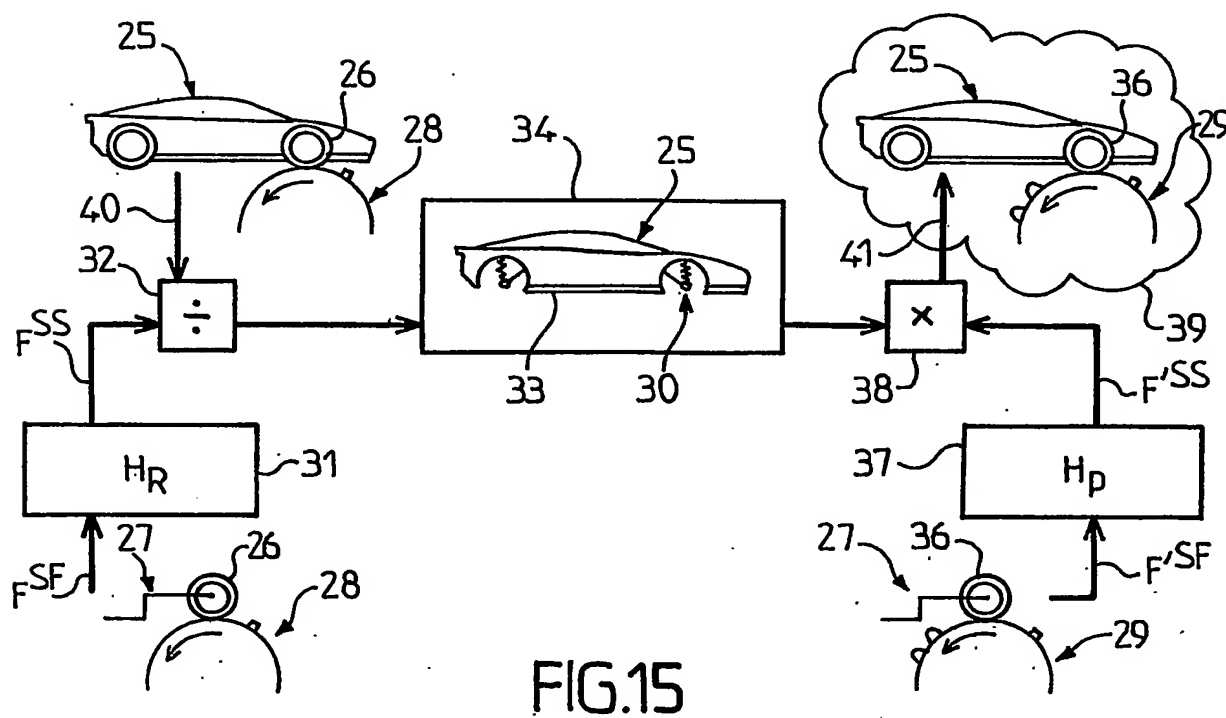
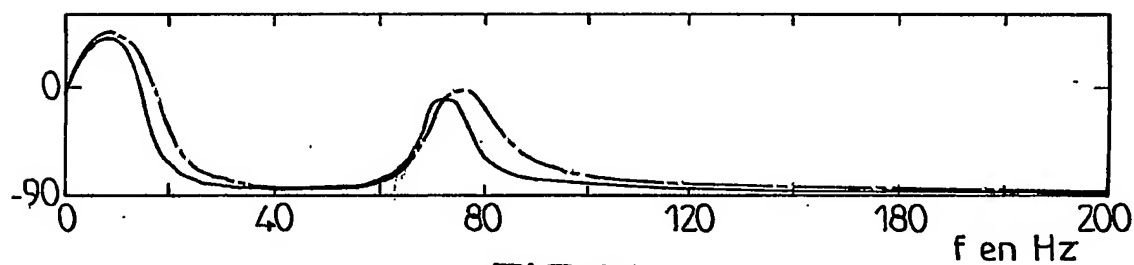
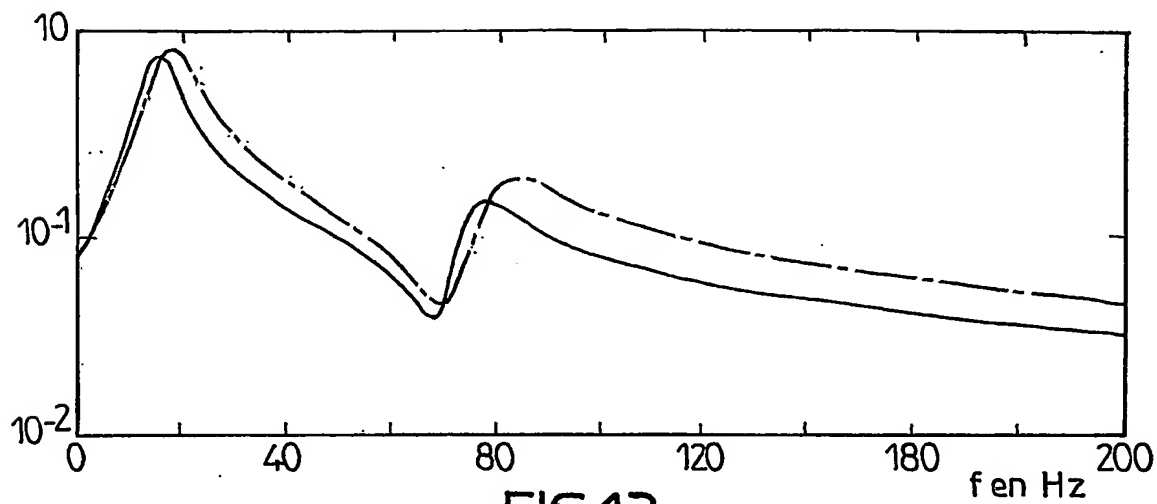


FIG. 8

3/4



4/4



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/FR2004/003048

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
IPC 7 G01M17/007

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
IPC 7 G01M

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal, WPI Data, PAJ

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	WO 01/04589 A (SOCIÉTÉ DE TECHNOLOGIE MICHELIN; MICHELIN RECHERCHE ET TECHNIQUE S.A.) 18 January 2001 (2001-01-18) the whole document	16
A		1, 13-15, 17
A	FR 2 819 589 A (SOCIÉTÉ DE TECHNOLOGIE MICHELIN; MICHELIN RECHERCHE ET TECHNIQUE S.A.) 19 July 2002 (2002-07-19) the whole document	1, 13-17
A	US 5 003 819 A (KOOPMANN) 2 April 1991 (1991-04-02) column 1 - column 2 column 3, line 63 - column 4, line 21 column 6, line 52 - line 58 figures 1, 2	1

☐ Further documents are listed in the continuation of box C.☒ Patent family members are listed in annex.

* Special categories of cited documents:

A document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

E earlier document but published on or after the international filing date

L document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

O document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

P document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

T later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

X document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

Y document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

Z document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

22 April 2005

Date of mailing of the international search report

29/04/2005

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Barthélemy, M

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/FR2004/003048

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
WO 0104589	A	18-01-2001	FR 2796459 A1	19-01-2001
			FR 2805611 A1	31-08-2001
			AT 279715 T	15-10-2004
			AU 5827100 A	30-01-2001
			CN 1360675 A ,C	24-07-2002
			DE 60014913 D1	18-11-2004
			WO 0104589 A1	18-01-2001
			EP 1200808 A1	02-05-2002
			JP 2003504615 T	04-02-2003
			US 2002111718 A1	15-08-2002
FR 2819589	A	19-07-2002	FR 2819589 A1	19-07-2002
			CN 1486419 A	31-03-2004
			WO 02055981 A1	18-07-2002
			EP 1354183 A1	22-10-2003
			JP 2004517333 T	10-06-2004
			US 2004065145 A1	08-04-2004
US 5003819	A	02-04-1991	NONE	

BEST AVAILABLE COPY

RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE

Demande Internationale No

PCT/FR2004/003048

A. CLASSEMENT DE L'OBJET DE LA DEMANDE

CIB 7 G01M17/007

Selon la classification internationale des brevets (CIB) ou à la fois selon la classification nationale et la CIB

B. DOMAINES SUR LESQUELS LA RECHERCHE A PORTE

Documentation minimale consultée (système de classification suivi des symboles de classement)

CIB 7 G01M

Documentation consultée autre que la documentation minimale dans la mesure où ces documents relèvent des domaines sur lesquels a porté la recherche

Base de données électronique consultée au cours de la recherche internationale (nom de la base de données, et si réalisable, termes de recherche utilisés)

EPO-Internal, WPI Data, PAJ

C. DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS

Catégorie *	Identification des documents cités, avec, le cas échéant, l'indication des passages pertinents	no. des revendications visées
X	WO 01/04589 A (SOCIÉTÉ DE TECHNOLOGIE MICHELIN; MICHELIN RECHERCHE ET TECHNIQUE S.A.) 18 janvier 2001 (2001-01-18)	16
A	le document en entier	1,13-15, 17
A	FR 2 819 589 A (SOCIÉTÉ DE TECHNOLOGIE MICHELIN; MICHELIN RECHERCHE ET TECHNIQUE S.A.) 19 juillet 2002 (2002-07-19)	1,13-17
A	US 5 003 819 A (KOOPMANN) 2 avril 1991 (1991-04-02) colonne 1 - colonne 2 colonne 3, ligne 63 - colonne 4, ligne 21 colonne 6, ligne 52 - ligne 58 figures 1,2	1

☐ Voir la suite du cadre C pour la fin de la liste des documents

☒ Les documents de familles de brevets sont indiqués en annexe

* Catégories spéciales de documents cités:

A document définissant l'état général de la technique, non considéré comme particulièrement pertinent

E document antérieur, mais publié à la date de dépôt international ou après cette date

L document pouvant jeter un doute sur une revendication de priorité ou cité pour déterminer la date de publication d'une autre citation ou pour une raison spéciale (telle qu'indiquée)

O document se référant à une divulgation orale, à un usage, à une exposition ou tous autres moyens

P document publié avant la date de dépôt international, mais postérieurement à la date de priorité revendiquée

T document ultérieur publié après la date de dépôt international ou la date de priorité et n'appartenant pas à l'état de la technique pertinent, mais cité pour comprendre le principe ou la théorie constituant la base de l'invention

X document particulièrement pertinent; l'invention revendiquée ne peut être considérée comme nouvelle ou comme impliquant une activité inventive par rapport au document considéré isolément

Y document particulièrement pertinent; l'invention revendiquée ne peut être considérée comme impliquant une activité inventive lorsque le document est associé à un ou plusieurs autres documents de même nature, cette combinaison étant évidente pour une personne du métier

Z document qui fait partie de la même famille de brevets

Date à laquelle la recherche internationale a été effectivement achevée

22 avril 2005

Date d'expédition du présent rapport de recherche internationale

29/04/2005

Nom et adresse postale de l'administration chargée de la recherche internationale

Office Européen des Brevets, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax (+31-70) 340-3016

Fonctionnaire autorisé

Barthélemy, M

RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE

Renseignements relatifs aux membres de familles de brevets

Demande internationale No

PCT/FR2004/003048

Document brevet cité au rapport de recherche		Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
WO 0104589	A	18-01-2001	FR 2796459 A1	19-01-2001
			FR 2805611 A1	31-08-2001
			AT 279715 T	15-10-2004
			AU 5827100 A	30-01-2001
			CN 1360675 A , C	24-07-2002
			DE 60014913 D1	18-11-2004
			WO 0104589 A1	18-01-2001
			EP 1200808 A1	02-05-2002
			JP 2003504615 T	04-02-2003
			US 2002111718 A1	15-08-2002
FR 2819589	A	19-07-2002	FR 2819589 A1	19-07-2002
			CN 1486419 A	31-03-2004
			WO 02055981 A1	18-07-2002
			EP 1354183 A1	22-10-2003
			JP 2004517333 T	10-06-2004
			US 2004065145 A1	08-04-2004
US 5003819	A	02-04-1991	AUCUN	

BEST AVAILABLE COPY



THIS PAGE BLANK (USPTO)